

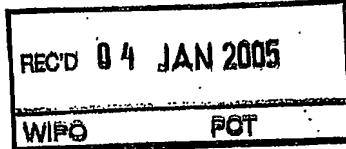
12.11.2004

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 2003年11月14日
Date of Application:



出願番号 特願2003-385729
Application Number:
[ST. 10/C]: [JP2003-385729]

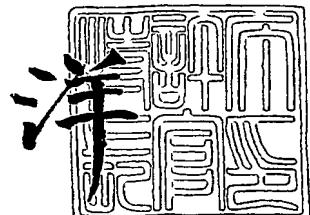
出願人 株式会社豊田中央研究所
Applicant(s): トヨタ自動車株式会社

**PRIORITY
DOCUMENT**
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

2004年12月16日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

八 月



【書類名】 特許願
【整理番号】 TCP-00245
【提出日】 平成15年11月14日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 B60T 8/00
【発明者】
【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41 番地の 1 株式会社豊田中央研究所内
【氏名】 小野 英一
【発明者】
【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41 番地の 1 株式会社豊田中央研究所内
【氏名】 服部 義和
【発明者】
【住所又は居所】 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道 41 番地の 1 株式会社豊田中央研究所内
【氏名】 村岸 裕治
【発明者】
【住所又は居所】 愛知県豊田市トヨタ町 1 番地 トヨタ自動車株式会社内
【氏名】 鯉渕 健
【特許出願人】
【識別番号】 000003609
【氏名又は名称】 株式会社豊田中央研究所
【特許出願人】
【識別番号】 000003207
【氏名又は名称】 トヨタ自動車株式会社
【代理人】
【識別番号】 100079049
【弁理士】
【氏名又は名称】 中島 淳
【電話番号】 03-3357-5171
【選任した代理人】
【識別番号】 100084995
【弁理士】
【氏名又は名称】 加藤 和詳
【電話番号】 03-3357-5171
【手数料の表示】
【予納台帳番号】 006839
【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
【物件名】 特許請求の範囲 1
【物件名】 明細書 1
【物件名】 図面 1
【物件名】 要約書 1
【包括委任状番号】 9102478
【包括委任状番号】 9709128

【書類名】特許請求の範囲**【請求項 1】**

タイヤ発生力の方向を含む評価関数を用いて、所定の車体運動を得るために所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出し、算出したタイヤ発生力の方向を用いて、該車体運動を実現する車体運動実現方法であって、

前記評価関数は、所望の車体合力及びヨーモーメントの各々の2乗和と、各輪で一定と仮定した路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率と、の比に相当する評価関数であることを特徴とする車体運動実現方法。

【請求項 2】

所望のヨーモーメント及び車体発生力を拘束条件として、評価関数を用いて、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出する請求項1に記載の車体運動実現方法。

【請求項 3】

所望のヨーモーメント及び車体発生力の拘束条件を線形化し、前記評価関数を用いて、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出する請求項2に記載の車体運動実現方法。

【請求項 4】

前記車輪が前後合わせて4輪備えられ、

前記線形化された所望のヨーモーメント及び車体発生力の2つの拘束条件と評価関数から作成された2行4列の行列の擬似逆行列を用いて、各輪のタイヤ発生力の方向を算出する、

請求項3に記載の車体運動実現方法。

【請求項 5】

車両の状態量を検出する検出手段と、タイヤ発生力の方向を含む評価関数と、に基づいて、所定の車体運動を得るために所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出する算出手段と、

前記算出手段により各輪毎に算出されたタイヤ発生力の方向、タイヤ発生力の方向の算出に利用した評価関数値、及び所望のヨーモーメント及び車体発生合力に基づき演算される路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率に基づいて、各輪の操舵角及び各輪の制駆動力を制御する制御手段と、

を備えた車体運動実現装置。

【書類名】明細書

【発明の名称】車体運動実現方法及び装置

【技術分野】

【0001】

本発明は、車体運動実現方法及び装置にかかり、特に、車両が所定の車体運動を実現する車体運動実現方法及び装置に関する。

【背景技術】

【0002】

特許文献1では、所望の車体合力方向とヨーモーメントを実現するなかで、車体合力を最大化する4輪独立操舵、独立制動制御を提示している。ここでは、各輪のタイヤと路面との間の路面摩擦係数 μ の利用率（以下、 μ 利用率という）は、一定としてタイヤ発生力方向を操作量と考えて μ 利用率を最小とする最適な制御則を導出している。

【0003】

また、特許文献2では、目標となるヨーモーメント、車両前後力、及び横力、各輪のスリップ率微小変化に対するヨーモーメント、車両前後力、及び横力の変化に基づいて目標リップ率微小変化に対するヨーモーメントと車両前後力、横力を得るための各輪のスリップ率目標値を演算し、この目標値に基づく制動力制御を提案している。

【特許文献1】特願2003-024177号明細書

【特許文献2】特開平11-348753号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上記特許文献1の装置では、要求される車体合力に比較してヨーモーメントは小さいと仮定し、各輪のタイヤ発生力方向は、車体合力の方向に対し、 $\pm \pi/2$ 以内であるという仮定の下で所望の車体合力と、路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率と、の比に相当する評価関数に基づき最適解を導出している。

【0005】

しかし、低 μ 路などにおいてスピニング発生の抑制時などにおいては要求されるヨーモーメントは車体合力に対し大きくなり、各輪のタイヤ発生力方向が車体合力方向に対し $\pm \pi/2$ 以内であるという特許文献1の装置の仮定の下では適切な解が導出できない。なお、上記特許文献2における手法では各輪のスリップ率を求める制動力配分ロジックにおいて4行4列の逆行列を用いた最急降下法の演算を行っており、演算負荷が大きい。

【0006】

本発明は、上記事実に鑑み成されたもので、車体発生合力及びヨーモーメントの各々の大きさによらないで所定の車体運動を実現することの可能な車体運動実現方法及び装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

上記目的を達成するために請求項1に記載の発明は、タイヤ発生力の方向を含む評価関数を用いて、所定の車体運動を得るための所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出し、算出したタイヤ発生力の方向を用いて、該車体運動を実現する車体運動実現方法であって、前記評価関数は、所望の車体合力及びヨーモーメントの各々の2乗和と、各輪で一定と仮定した路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率と、の比に相当する評価関数としている。

【0008】

即ち、本発明は、タイヤ発生力の方向を含む評価関数を用いて、所定の車体運動を得るための所望のヨーモーメント及び車体発生合力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出し、算出してタイヤ発生力の方向を用いて、該車体運動を実現する。

【0009】

ここで、ヨーモーメントが車体合力に比較して小さいと仮定し、所望の車体合力と、路
出証特2004-3115226

面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率と、の比に相当する評価関数で、所望のヨーモーメント及び車体発生力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出しても、ヨーモーメントが車体合力に比較して小さくない場合には、該タイヤ発生合力を用いても、所定の車体運動を適切に実現することはできない。

【0010】

そこで、本発明は、本発明における評価関数を、所望の車体合力及びヨーモーメントの各々の2乗和と、各輪で一定と仮定した路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率と、の比に相当する評価関数を用いるようにしている。

【0011】

このように、本発明は、車体発生合力及びヨーモーメントの各々双方の大きさを含む評価関数を用いているので、該評価関数から算出してタイヤ発生力の方向を用いれば、所望の車体合力及びヨーモーメントと大きさのバランスにかかわらず、所定の車体運動を適切に実現することができる。

【0012】

また、所望のヨーモーメント及び車体発生合力の拘束条件を線形化し、評価関数を用いて、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出するようにしてもよい。このように、所望のヨーモーメント及び車体発生合力の拘束条件を線形化すると、計算負荷を減らすことができる。

【0013】

具体的には、例えば、前記車輪が前後合わせて4輪備えられた場合には、前記線形化された所望のヨーモーメント及び車体発生合力の2つの拘束条件及び評価関数から作成された2行4列の行列の擬似逆行列を用いて、各輪のタイヤ発生力の方向を求める。

【0014】

請求項5に記載の発明の車体運動実現装置は、車両の状態量を検出する検出手段と、タイヤ発生力の方向を含む評価関数と、に基づいて、所定の車体運動を得るために所望のヨーモーメント及び車体発生合力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出する算出手段と、前記算出手段により各輪毎に算出されたタイヤ発生力の方向、タイヤ発生力の方向の算出に利用した評価関数値、及び所望のヨーモーメント及び車体発生合力に基づき演算される路面とタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数利用率に基づいて、各輪の操舵角及び各輪の制駆動力を制御する制御手段と、を備えている。本発明の車体運動実現装置は、上記と同様の作用・効果を奏するので、その説明を省略する。

【0015】

なお、本発明の車体運動実現装置の算出手段は、上記と同様に、次のようにすることができる。即ち、所望のヨーモーメント及び車体発生合力を拘束条件として、評価関数を用いて、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出する。この場合、所望のヨーモーメント及び車体発生合力の拘束状態を線形化し、評価関数を用いて、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出するようにしてもよい。そして、例えば、前記車輪が前後合わせて4輪備えられた場合は、前記線形化された所望のヨーモーメント及び車体発生合力の2つの拘束条件と評価関数から作成された2行4列の行列の擬似逆行列を用いて、タイヤ発生力の方向を算出してもよい。

【発明の効果】

【0016】

以上説明したように本発明によれば、車体発生合力及びヨーモーメントの双方の大きさを含む評価関数を用いているので、該評価関数から算出してタイヤ発生力の方向を用いれば、所望の車体合力及びヨーモーメントの大きさのバランスにかかわらず所定の車体運動を適切に実現することができる、という効果がある。

【発明を実施するための最良の形態】

【0017】

以下、図面を参照して本発明の実施の形態の一例を詳細に説明する。

【0018】

最初に、本実施の形態における車体発生合力及びヨーモーメントの2乗和と、タイヤと路面との間の路面摩擦係数 μ の利用率（ μ 利用率）との比に相当する評価関数を用いてタイヤ発生合力の方向を算出する原理を説明する。

【0019】

まず、限界走行時の車体発生合力とヨーモーメントの関係を説明する。

【0020】

従来、所望のヨーモーメントと車体発生合力方向が与えられたときの車体発生合力を最大化する制御則を導出しているが、車体発生合力の大きさとヨーモーメントの間には、トレードオフの関係があり、大きなヨーモーメントを得る場合には、車体発生合力が小さくなってしまう。このため、限界を超える要求が出された際には、車体発生合力とヨーモーメントのどちらを優先させるべきかを勘案し、制御則導出ロジックへの入力（所望の車体発生合力とヨーモーメント）を調整する必要がある。ここでは、この調整に利用することを目的として車体発生合力とヨーモーメント間のトレードオフの関係を近似的に導出する。

【0021】

図1は、左右2輪で近似した車両運動モデルを表している。ここで、各輪の2輪間荷重移動を無視するとともに左右2輪とも摩擦限界の横力を出力していると仮定する。このとき、左右輪にそれぞれ大きさ u の制動力、駆動力を加えるとヨーモーメント M_z は、

【0022】

【数1】

$$M_z = 2lu \quad (1)$$

となる。ただし、 l ：重心から各輪までの距離である。また、横力の合力 F は、

【0023】

【数2】

$$F = 2\sqrt{\left(\frac{\mu mg}{2}\right)^2 - u^2} \quad (2)$$

となる。ただし、 μ ：路面 μ 、 m ：車両質量、 g ：重力加速度である。これらの関係から、

【0024】

【数3】

$$\sqrt{(lF)^2 + M_z^2} = l\mu mg \quad (3)$$

が導かれる。(3)式は、荷重移動がないなどの仮定の下での議論であるが、車体発生合力とヨーモーメント、および路面 μ の関係を記述したものであり、 l を重心と各輪位置の平均的な距離と考えることによって4輪に拡張して考えることも可能である。

図2は、 $\mu=0.78$ 、 $l=1.5$ [m]としたときの(3)式の関係と荷重移動や摩擦円の荷重非線形性まで考慮した従来技術のロジック（車体合力方向=0、 $\pi/4$ 、 $\pi/2$ 、ロール剛性配分=最適マップ利用）に基づいて導出した制御則を4輪の荷重移動や摩擦円における荷重非線形性まで考慮した詳細モデルに適用したときのヨーモーメントと最大化された車体合力の関係を示したものである。(3)式は、荷重移動がないなどの仮定の下で導出された関係であるが、荷重移動や摩擦円の荷重非線形性まで考慮した状態でも比較的良い近似となっていることがわかる。

【0025】

図3に示すように4輪で発生するタイヤ発生力の合力として車体に加えられる力の方向 θ と各輪の限界摩擦円の大きさ $F_{i\max}$ ($i=1$ ：左前輪、2：右前輪、3：左後輪、4：右後輪) が既知であると仮定し、所望のヨーモーメントと車体合力を確保しつつ、各輪のグリップ余裕度を均等に最大化するための各輪タイヤ発生力の方向（発生合力方向と単輪発生力

のなす角 q_i ）を求める。

【0026】

このためにここでは、まず、所望のヨーモーメントと車体合力を確保するという拘束条件のモデル化を行う。発生合力の方向をx軸、これに垂直な方向をy軸とする座標変換を実施すると各タイヤの位置(x, y)=(a_i, b_i)は、

【0027】

【数4】

$$a_1 = \frac{T_f}{2} \cos \theta - L_f \sin \theta \quad (4)$$

$$a_2 = -\frac{T_f}{2} \cos \theta - L_f \sin \theta \quad (5)$$

$$a_3 = \frac{T_r}{2} \cos \theta + L_r \sin \theta \quad (6)$$

$$a_4 = -\frac{T_r}{2} \cos \theta + L_r \sin \theta \quad (7)$$

$$b_1 = \frac{T_f}{2} \sin \theta + L_f \cos \theta \quad (8)$$

$$b_2 = -\frac{T_f}{2} \sin \theta + L_f \cos \theta \quad (9)$$

$$b_3 = \frac{T_r}{2} \sin \theta - L_r \cos \theta \quad (10)$$

$$b_4 = -\frac{T_r}{2} \sin \theta - L_r \cos \theta \quad (11)$$

と記述できる（図4参照）。ただし、 θ は直進加速時に0とし、反時計方向を正とする。また、現時点の車両重心周りで発生すべきヨーモーメントが M_{z0} 、車体合力が F_0 、各輪の μ 利用率が γ とすると、各輪の発生力方向 q_i （発生合力の方向に対し、反時計方向を正とする）には、以下の拘束条件が存在することになる。

【0028】

【数5】

$$\gamma F_{1\max} \sin q_1 + \gamma F_{2\max} \sin q_2 + \gamma F_{3\max} \sin q_3 + \gamma F_{4\max} \sin q_4 = 0 \quad (12)$$

$$\gamma F_{1\max} \cos q_1 + \gamma F_{2\max} \cos q_2 + \gamma F_{3\max} \cos q_3 + \gamma F_{4\max} \cos q_4 = F_0 \quad (13)$$

$$\begin{aligned} & -a_1 \gamma F_{1\max} \cos q_1 - a_2 \gamma F_{2\max} \cos q_2 - a_3 \gamma F_{3\max} \cos q_3 - a_4 \gamma F_{4\max} \cos q_4 \\ & + b_1 \gamma F_{1\max} \sin q_1 + b_2 \gamma F_{2\max} \sin q_2 + b_3 \gamma F_{3\max} \sin q_3 + b_4 \gamma F_{4\max} \sin q_4 = M_{z0} \end{aligned} \quad (14)$$

ここで、(12)式は、

【0029】

【数6】

$$F_{1\max} \sin q_1 + F_{2\max} \sin q_2 + F_{3\max} \sin q_3 + F_{4\max} \sin q_4 = 0 \quad (15)$$

と記述でき、また、(13)、(14)式から γ を消去して整理すると、

【0030】

【数7】

$$\begin{aligned}
 & b_1 F_0 F_{1\max} \sin q_1 + b_2 F_0 F_{2\max} \sin q_2 + b_3 F_0 F_{3\max} \sin q_3 + b_4 F_0 F_{4\max} \sin q_4 \\
 & - (a_1 F_0 + M_{z0}) F_{1\max} \cos q_1 - (a_2 F_0 + M_{z0}) F_{2\max} \cos q_2 \\
 & - (a_3 F_0 + M_{z0}) F_{3\max} \cos q_3 - (a_4 F_0 + M_{z0}) F_{4\max} \cos q_4 = 0
 \end{aligned} \quad (16)$$

となることから、結局拘束条件は、(15)、(16)式のように記述される。

【0031】

従来技術のように要求される車体合力の大きさがヨーモーメントに比較して十分大きい場合、各輪の発生力方向は車体合力方向に近く、 $-\pi/2 < q_i < \pi/2$ が成立していると考えられる。この場合には、グリップ余裕度の最大化問題、すなわち μ 利用率の最小化問題は、車体合力の拘束条件である(13)式に基づいて、以下の評価関数（第1の評価関数）としての

【0032】

【数8】

$$J = \frac{F_0}{\gamma} = F_{1\max} \cos q_1 + F_{2\max} \cos q_2 + F_{3\max} \cos q_3 + F_{4\max} \cos q_4 \quad (17)$$

を最大化する $-\pi/2 < q_i < \pi/2$ を求める問題に置き換えることができる。また、ヨーモーメント M_{z0} が車体合力 F_0 に比べて十分に大きい場合には、ヨーモーメントの拘束条件である(14)式に基づいて、以下の評価関数（第2の評価関数）としての

【0033】

【数9】

$$\begin{aligned}
 J = \frac{1}{\gamma} = & - \frac{a_1 F_{1\max}}{M_{z0}} \cos q_1 - \frac{a_2 F_{2\max}}{M_{z0}} \cos q_2 - \frac{a_3 F_{3\max}}{M_{z0}} \cos q_3 - \frac{a_4 F_{4\max}}{M_{z0}} \cos q_4 \\
 & + \frac{b_1 F_{1\max}}{M_{z0}} \sin q_1 + \frac{b_2 F_{2\max}}{M_{z0}} \sin q_2 + \frac{b_3 F_{3\max}}{M_{z0}} \sin q_3 + \frac{b_4 F_{4\max}}{M_{z0}} \sin q_4 \\
 = & \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \sqrt{\left(\frac{a_i}{M_{z0}}\right)^2 + \left(\frac{b_i}{M_{z0}}\right)^2} \cos(q_i - \alpha_i)
 \end{aligned} \quad (18)$$

ただし、

【0034】

【数10】

$$\alpha_i = -\tan^{-1} \frac{b_i}{a_i} \quad (19)$$

を最大化する $a_i - \pi/2 < q_i < a_i + \pi/2$ を求める問題に置き換えることができる。この条件は、各輪のタイヤ発生力方向が所望のヨーモーメントの方向と概ね一致していることを表している。このように、車体合力の拘束条件である(13)式に基づいて評価関数を設定する場合とヨーモーメントの拘束条件である(14)式に基づいて評価関数を設定する場合は、求めるタイヤ発生力方向の探索領域が異なる。本実施の形態では、この性質に着眼し、両者の評価関数を組み合わせることによって所望の車体合力とヨーモーメントの大きさのつりあいに適応した探索領域の設定を行う。

【0035】

限界領域における車体合力とヨーモーメントの関係は、(3)式で与えられる。このことから、評価関数（第3の評価関数）を

【0036】

【数11】

$$J = \frac{(lF_0)^2 + M_{z0}^2}{\gamma} \quad (20)$$

として、最大化を図ることによって、車体合力とヨーモーメントの釣り合いをバランスよく評価できると考えられる。(13)、(14)式の関係から(20)式は、

【0037】

【数12】

$$\begin{aligned} J &= \frac{(lF_0)^2 + M_{z0}^2}{\gamma} = l^2 F_0 \frac{F_0}{\gamma} + M_{z0} \frac{M_{z0}}{\gamma} \\ &= \sum_{i=1}^4 l^2 F_0 F_{i\max} \cos q_i + \sum_{i=1}^4 F_{i\max} M_{z0} (-a_i \cos q_i + b_i \sin q_i) \\ &= \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cos q_i + b_i M_{z0} \sin q_i \} \end{aligned} \quad (21)$$

と記述できる。この問題は、擬似逆行列を繰り返し利用する手法によって解くことができる。まず、(15)式の拘束条件をテーラー展開すると

【0038】

【数13】

$$\sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ \sin q_{i0} + (q_i - q_{i0}) \cos q_{i0} \} = 0$$

すなわち、

【0039】

【数14】

$$\sum_{i=1}^4 F_{i\max} \cos q_{i0} \cdot q_i = \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{ q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} \} \quad (22)$$

また、(16)式のテーラー展開は、

【0040】

【数15】

$$\begin{aligned} &\sum_{i=1}^4 b_i F_0 F_{i\max} \{ \sin q_{i0} + (q_i - q_{i0}) \cos q_{i0} \} \\ &= \sum_{i=1}^4 (a_i F_0 + M_{z0}) F_{i\max} \{ \cos q_{i0} - (q_i - q_{i0}) \sin q_{i0} \} \end{aligned}$$

すなわち、

【0041】

【数16】

$$\begin{aligned}
 & \sum_{i=1}^4 F_{i,\max} \{b_i F_0 \cos q_{i0} + (a_i F_0 + M_{z0}) \sin q_{i0}\} \cdot q_i \\
 & = \sum_{i=1}^4 F_{i,\max} \{b_i F_0 (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) + (a_i F_0 + M_{z0}) (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0})\} \quad (23)
 \end{aligned}$$

と記述される。ただし、 q_{i0} は、前ステップにおける q_i である。(21)式を2次のテーラー展開で近似した場合、

【0042】

【数17】

$$\begin{aligned}
 J & = \sum_{i=1}^4 F_{i,\max} \left[(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \left\{ \cos q_{i0} - \sin q_{i0} (q_i - q_{i0}) - \frac{\cos q_{i0}}{2} (q_i - q_{i0})^2 \right\} \right. \\
 & \quad \left. + b_i M_{z0} \left\{ \sin q_{i0} + \cos q_{i0} (q_i - q_{i0}) - \frac{\sin q_{i0}}{2} (q_i - q_{i0})^2 \right\} \right] \\
 & = \sum_{i=1}^4 F_{i,\max} \left[-\frac{1}{2} \left\{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} \right\} q_i^2 \right. \\
 & \quad \left. + \left\{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) + b_i M_{z0} (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0}) \right\} q_i \right. \\
 & \quad \left. + (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \left\{ \left(1 - \frac{q_{i0}^2}{2} \right) \cdot \cos q_{i0} + q_{i0} \sin q_{i0} \right\} \right. \\
 & \quad \left. + b_i M_{z0} \left\{ \left(1 - \frac{q_{i0}^2}{2} \right) \cdot \sin q_{i0} - q_{i0} \cos q_{i0} \right\} \right] \\
 & = \sum_{i=1}^4 F_{i,\max} \left[-\frac{1}{2} \left\{ (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} \right\} (q_i - X_i)^2 + Y_i \right] \quad (24)
 \end{aligned}$$

ただし、

【0043】

【数18】

$$X_i = \frac{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) + b_i M_{z0} (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0})}{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}}$$

$$Y_i = (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \left\{ \left(1 - \frac{q_{i0}^2}{2} \right) \cdot \cos q_{i0} + q_{i0} \sin q_{i0} \right\}$$

$$+ b_i M_{z0} \left\{ \left(1 - \frac{q_{i0}^2}{2} \right) \cdot \sin q_{i0} - q_{i0} \cos q_{i0} \right\}$$

$$+ \frac{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0}) + b_i M_{z0} (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0})]^2}{2(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + 2b_i M_{z0} \sin q_{i0}}$$

と記述できる。ここで、

【0044】

【数19】

$$(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} > 0 \quad (25)$$

とすると、

【0045】

【数20】

$$p_i = \sqrt{F_{i\max} [(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}]} \cdot (q_i - X_i) \quad (26)$$

という変数変換によって、(24)式の最大化の問題は、

【0046】

【数21】

$$K = \sum_{i=1}^4 p_i^2$$

の最小化問題となる。なお、(25)式の条件は、車体合力の拘束条件である(13)式に基づいて評価関数を(17)式のように設定した場合の演算条件

【0047】

【数22】

$$\cos q_{i0} > 0$$

すなわち、

【0048】

【数23】

$$l^2 F_0 \cos q_{i0} > 0$$

とヨーモーメントの拘束条件である(14)式に基づいて評価関数を(18)式のように設定した場合の演算条件

【0049】

【数24】

$$\frac{a_i \cos q_{i0} - b_i \sin q_{i0}}{M_{z0}} < 0$$

すなわち、

【0050】

【数25】

$$M_{z0}(-a_i \cos q_{i0} + b_i \sin q_{i0}) > 0$$

の和となっており、車体合力とヨーモーメントが同程度の大きさのときにも成立することが期待できる。このとき、(15)、(16)式を1次のテーラー展開した(22)、(23)式は、

【0051】

【数26】

$$q_i = \frac{1}{\sqrt{F_{i\max} \{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}\}}} \cdot p_i + X_i \quad (27)$$

の関係から

【0052】

【数27】

$$\sum_{i=1}^4 \frac{\sqrt{F_{i\max}} \cos q_{i0}}{\sqrt{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i \cdot M_{z0} \sin q_{i0}}} \cdot p_i = \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} - X_i \cos q_{i0}\} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^4 \frac{\sqrt{F_{i\max}} \{b_i F_0 \cos q_{i0} + (a_i F_0 + M_{z0}) \sin q_{i0}\}}{\sqrt{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}}} \cdot p_i \\ &= \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{b_i F_0 (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} - X_i \cos q_{i0}) \\ & \quad + (a_i F_0 + M_{z0}) (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0} - X_i \sin q_{i0})\} \quad (29) \end{aligned}$$

と記述できる。したがって、(22)、(23)式を満足し、(24)式を最大化する、すなわち μ 利用率 γ を最小化する q_i は、次式の漸化式を繰り返し演算することによって求めることができる。

【0053】

【数28】

$$\begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \end{bmatrix} = \text{diag}[D_1 \ D_2 \ D_3 \ D_4] \cdot \begin{bmatrix} E_{11} & E_{12} & E_{13} & E_{14} \\ E_{21} & E_{22} & E_{23} & E_{24} \end{bmatrix}^+ \cdot \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} \quad (30)$$

ただし、

$$D_i = \frac{1}{\sqrt{F_{i\max} \{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}\}}}$$

$$E_{11} = \frac{\sqrt{F_{i\max}} \cos q_{i0}}{\sqrt{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}}}$$

$$E_{21} = \frac{\sqrt{F_{i\max}} \cdot \{b_i F_0 \cos q_{i0} + (a_i F_0 + M_{z0}) \sin q_{i0}\}}{\sqrt{(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0}}}$$

$$G_1 = \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} - X_i \cos q_{i0}\}$$

$$G_2 = \sum_{i=1}^4 F_{i\max} \{b_i F_0 (q_{i0} \cos q_{i0} - \sin q_{i0} - X_i \cos q_{i0})$$

$$+ (a_i F_0 + M_{z0}) (q_{i0} \sin q_{i0} + \cos q_{i0} - X_i \sin q_{i0})\}$$

なお、 E^+ は E の擬似逆行列を表しており、 E が行フルランクと仮定すると、

【0054】

【数29】

$$E^+ = E^T \cdot (E \cdot E^T)^{-1}$$

として求めることができる。(30)式の演算は、擬似逆行列の演算が拘束条件を満たしかつ
ユークリッドノルム

【0055】

【数30】

$$K = \sum_{i=1}^4 P_i^2$$

を最小化する解 P_i を導出するという性質を利用したものである。

【0056】

次に、本実施の形態の具体的構成を説明する。

【0057】

図5は、本実施の形態の車体運動実現方法を実現する車体運動実現装置が示されている。10FL及び10FRはそれぞれ車輪12の左右の前輪を示し、10RL及び10RRはそれぞれ車輪の駆動輪である左右の後輪を示している。従動輪であり操舵輪でもある左右の前輪10FL及び10FRは運転者によるステアリングホイール14の転舵に応答して駆動される

ラック・アンド・ピニオン式のパワーステアリング装置16によりタイロッド18L及び18Rを介して操舵される。

【0058】

各車輪の制動力は制動装置20の油圧回路22によりホイールシリンダ24FR、24FL、24RR、24RLの制動圧が制御されることによって制御されるようになっている。図には示されていないが、油圧回路22はリザーバ、オイルポンプ、種々の弁装置等を含み、各ホイールシリンダの制動圧は通常時には運転者によるブレーキペダル26の踏み込み操作に応じて駆動されるマスターシリンダ28により制御され、また必要に応じて後に詳細に説明する如く電気式制御装置30により制御される。

【0059】

車輪10FR～10RLにはそれぞれ車輪速度V_{Wi} (i = fr, fl, rr, rl) を検出する車輪速度センサ32FR、32FL、32RR、32RLが設けられ、ステアリングホイール14が連結されたステアリングコラムには操舵角 ϕ を検出する操舵角センサ34が設けられている。また車輪12にはそれぞれ車輪のヨーレート r を検出するヨーレートセンサ36、前後加速度G_xを検出する前後加速度センサ38、横加速度G_yを検出する横加速度センサ40、車速Vを検出する車速センサ42が設けられている。尚操舵角センサ34、ヨーレートセンサ36及び横加速度センサ40は車輪の左旋回方向を正としてそれぞれ操舵角、ヨーレート及び横加速度を検出する。

【0060】

図示の如く、車輪速度センサ32FR～32RLにより検出された車輪速度V_{Wi}を示す信号、操舵角センサ34により検出された操舵角 ϕ を示す信号、ヨーレートセンサ36により検出されたヨーレート r を示す信号、前後加速度センサ38により検出された前後加速度G_xを示す信号、横加速度センサ40により検出された横加速度G_yを示す信号、車速センサ42により検出された車速Vを示す信号は電気式制御装置30に入力される。尚図には詳細に示されていないが、電気式制御装置30は例えばCPUとROMとRAMと入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のマイクロコンピュータを含んでいる。なお、ROMには、車体運動実現方法を実現するための車体運動実現プログラムが記憶されている。

【0061】

次に、本実施の形態の作用を、図6に示す車体運動実現プログラムのフローチャートと参照して説明する。

【0062】

ステップ102で、上記各種センサにより検出された各種の車体の状態量を取り込む。

【0063】

ステップ104で、各輪を識別する変数iを初期化し、ステップ106で、変数iを1インクリメントする。

【0064】

ステップ108で、変数iで識別される車輪についての最大摩擦力F_{imax}を演算する。

【0065】

ステップ110で、変数iが車輪の総数i₀（本実施の形態では4）に等しいか否かを判断する。変数iが車輪の総数i₀に等しくないと判断された場合には、最大摩擦力F_{imax}が演算されていない車輪があるので、ステップ106に戻り、以上の処理（ステップ108）を実行する。

【0066】

一方、変数iが車輪の総数i₀に等しいと判断された場合には、最大摩擦力F_{imax}が演算されていない車輪がないので、ステップ112で、上記演算して得られた最大摩擦力F_{imax}及びその他の物理量を用いて、(30)式に示す関数を定義する。ステップ114で、関数（(30)式）を用いて、各輪のタイヤ発生合力q_iの方向を演算し、ステップ116で、詳細は後述するように、演算された各輪のタイヤ発生力の方向等を用いて、各輪の制動力、舵角を求める、ステップ118で、求めた各輪の制動力、舵角に基づいて、各輪を

制御する。

【0067】

以上説明したように本実施の形態によれば、車体発生合力及びヨーモーメントの各々の大きさによらない評価関数を用いているので、該評価関数から算出してタイヤ発生力の方向を用いれば、所定の車体運動を適切に実現することができる。

【0068】

また、本実施の形態では、所望のヨーモーメント及び車体発生合力を拘束条件として、タイヤ発生合力の方向を求めてるので、前記所望のヨーモーメント及び車体発生合力を実現でき、所定の車体運動を精度よく得ることができる。

【0069】

更に、本実施の形態では、所望のヨーモーメント及び車体発生合力の拘束条件を線形化して、前後摩擦係数利用率を最小化しているので、計算負荷を減らすことができる。

【0070】

なお、本実施の形態では、所望のヨーモーメント及び車体発生合力を実現するように、各輪毎に、タイヤ発生力の方向を算出しているが、これは、所望のヨーモーメント及び車体発生合力を実現するという拘束条件のもとで、各輪のグリップ余裕度を均等に最大化する、すなわち μ 利用率を最小化するものもある。

【0071】

以上説明した実施の形態では、単純に擬似逆行列を繰り返し演算しているが、本発明はこれに限定されるものではなく、ペナルティ関数を用いるようにしてもよい。

【0072】

最大化すべき評価関数 $J(q)$ と拘束条件の偏差に関する評価を併せたペナルティ関数

【0073】

【数31】

$$P(q) = \frac{1}{J(q)} + \rho(|J_{Fy}(q)| + |J_{FMz}(q)|) \quad (31)$$

を定義する。ただし、 $J_{Fy}(q)$ は、(15)式の左辺、 $J_{FMz}(q)$ は、(16)式の左辺、 ρ は正の数である。ここで、(30)式の解 q と前ステップの探索点 q_0 に関するペナルティ関数を演算し、 $p(q) < P(q_0)$ であれば、 $q = q_0$ として(30)式の漸化式を再び演算する。また、 $p(q) > P(q_0)$ であれば、

【0074】

【数32】

$$\tilde{q} = (q + q_0)/2$$

を次の探索点候補と考え、

【0075】

【数33】

\tilde{q}

に関するペナルティ関数を演算する。

【0076】

ここで、

【0077】

【数34】

$$P(\tilde{q}) < P(q)$$

であれば、

【0078】

【数35】

$$q_0 = \tilde{q}$$

として(30)式の漸化式を再び演算する。また、

【0079】

【数36】

$$P(\tilde{q}) > P(q)$$

であれば

【0080】

【数37】

$$P(\tilde{q}) < P(q)$$

を満たすまで

【0081】

【数38】

$$\tilde{q} = (\tilde{q} + q_0)/2$$

を繰り返し、常にペナルティ関数を減少させるステップを進め、漸化式の収束を図る。

【0082】

この漸化式の収束($q_i = q_{i0}$)は、(15)、(16)式を q_{i0} 周りで線形化した代数方程式(22)、(23)式を満たし、かつ(21)式を q_{i0} 周りで近似した(24)式を最大化する q_i が $q_i = q_{i0}$ となることを意味している。(22)、(23)式において、 $q_i = q_{i0}$ とすると

【0083】

【数39】

$$F_{1\max} \sin q_{10} + F_{2\max} \sin q_{20} + F_{3\max} \sin q_{30} + F_{4\max} \sin q_{40} = 0 \quad (32)$$

$$\begin{aligned} & b_1 F_0 F_{1\max} \sin q_{10} + b_2 F_0 F_{2\max} \sin q_{20} + b_3 F_0 F_{3\max} \sin q_{30} + b_4 F_0 F_{4\max} \sin q_{40} \\ & - (a_1 F_0 + M_{z0}) F_{1\max} \cos q_{10} - (a_2 F_0 + M_{z0}) F_{2\max} \cos q_{20} \\ & - (a_3 F_0 + M_{z0}) F_{3\max} \cos q_{30} - (a_4 F_0 + M_{z0}) F_{4\max} \cos q_{40} = 0 \end{aligned} \quad (33)$$

となることから、 q_{i0} は(15)、(16)式を満たし、かつ(21)式の評価関数を極大化する局所最適解となっていることがわかる。

【0084】

なお、 μ 利用率 γ は、こうして導出された q_i から

【0085】

【数40】

$$\gamma = \frac{(lF_0)^2 + M_{z0}^2}{\sum_{i=1}^4 F_{i\max} \left((l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cos q_i + b_i M_{z0} \sin q_i \right)} \quad (34)$$

に基づき演算される。

【0086】

ところで、(30)式のロジックは、(25)式が成立する領域内で解くことができるから、漸化式の初期値もこの領域内の値に設定しておく必要がある。この(25)式は、

【0087】

【数41】

$$\begin{aligned} & (l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos q_{i0} + b_i M_{z0} \sin q_{i0} \\ & = \sqrt{(l^2 F_0 - a_i M_{z0})^2 + (b_i M_{z0})^2} \cdot \cos(q_{i0} - \alpha_i) > 0 \end{aligned} \quad (35)$$

ただし、

【0088】

【数42】

$$\alpha_i = \tan^{-1} \frac{b_i M_{z0}}{l^2 F_0 - a_i M_{z0}} \quad (36)$$

と記述することができることから、

【0089】

【数43】

$$q_{i0} = \alpha_i = \tan^{-1} \frac{b_i M_{z0}}{l^2 F_0 - a_i M_{z0}} \quad (37)$$

を(30)式の初期値とすることが考えられる。この角度は、各輪のタイヤ発生力を車体合力方向に

【0090】

【数44】

$$F_{F0} = \frac{F_0}{4} \quad (38)$$

また、ヨーモーメント方向に

【0091】

【数45】

$$F_{Mz0} = \frac{M_{z0}}{4l} \quad (39)$$

発生させて、所望の車体合力とヨーモーメントを得るときの各輪タイヤ発生力方向を表している。

【0092】

また、(34)式に基づく演算で、 μ 利用率 γ が 1 以上の値となった場合には、現時点のタイヤ発生力特性の下では、目標車体合力とヨーモーメントを達成できないことを表して

いる。このとき、(30)式によって演算されたタイヤ発生力方向を限界摩擦円の大きさで実現すると、 F_0/γ の車体合力と M_{z0}/γ のヨーモーメントが得られることになる。これは、車体合力とヨーモーメントの目標値が達成できない場合、ともに達成できる値まで均等に小さくすることを意味している。

【0093】

図5は、演算の一例として車体合力方向が $\pi/2$ のときに、(30)式に基づいて各輪の発生力方向を求めた結果である。なお、ここでは、 $l=1.5m$ として、(30)式の漸化式を解いている。目標車体合力が目標ヨーモーメントに比較して大きい場合 ($F_0=10000[N]$ 、 $M_{z0}=1000[Nm]$)、また、目標ヨーモーメントが目標車体合力に比較して大きい場合 ($F_0=1000[N]$ 、 $M_{z0}=10000[Nm]$)ともに適切な解を求めることができていることがわかる。また、目標車体合力とヨーモーメントの値を何れも大きく設定した場合 ($F_0=10000[N]$ 、 $M_{z0}=\pm 10000[Nm]$)にも適切に解が演算されていることがわかる。また、最適解の探索領域に相当する(31)式が成立する領域を図5中の斜線で示された領域で表示しているが、この領域は、要求される車体合力とヨーモーメントの大きさに応じて適切に変化している。この結果から、各輪の発生力方向を求めるロジックは、車体合力とヨーモーメントの大きさに基づいて切り替える必要はなく、常に(30)式を利用して演算できることがわかる。

【図面の簡単な説明】

【0094】

【図1】左右2輪モデルにおける限界横力とヨーモーメントの関係を示す図である。

【図2】限界時の車体合力とヨーモーメントの関係を示す図である。

【図3】車両モデルを示す図である。

【図4】車体合力に対応した座標系を示す図である。

【図5】本実施の形態にかかる車体運動実現装置の概略構成図である。

【図6】車体運動実現方法を実現する車体運動実現プログラムを示したフローチャートである。

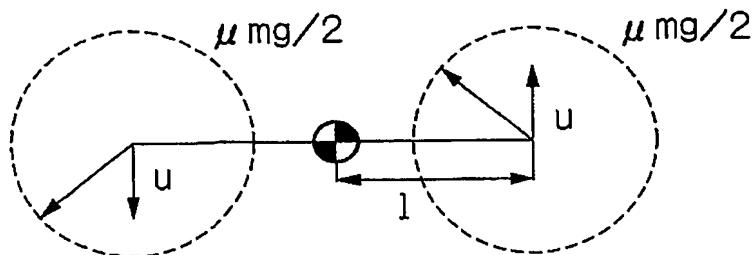
【図7】本実施の形態にかかる各輪発生力方向の演算結果を示す図である。

【符号の説明】

【0095】

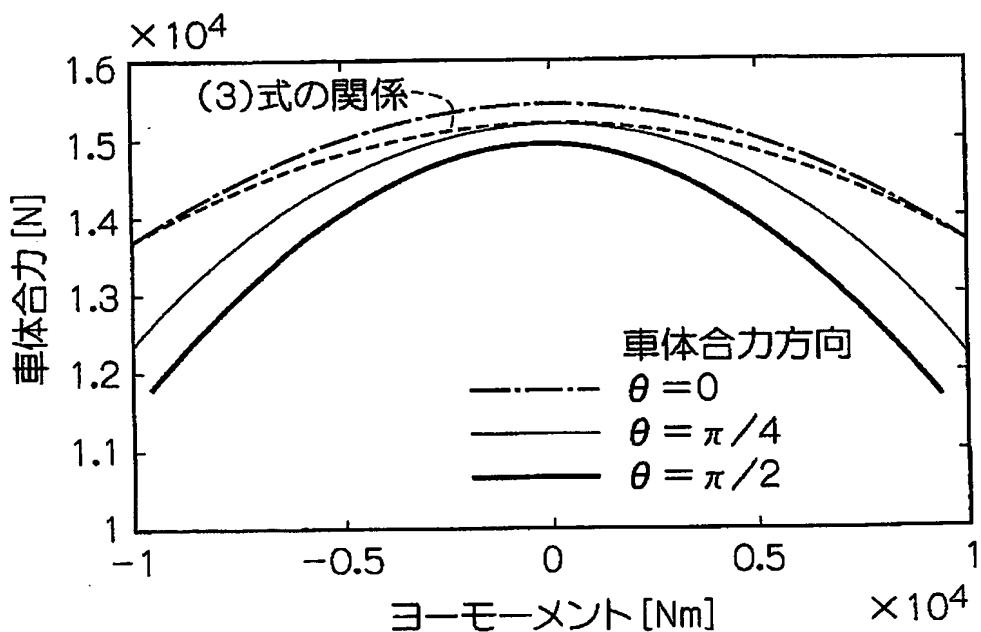
1 0 FR~1 0 RL	車輪
2 0	制動装置
2 8	マスタシリンダ
3 0	電気式制御装置
3 2 FR~3 2 RL	車輪速度センサ
3 4	操舵角センサ
3 6	ヨーレートセンサ
3 8	前後加速度センサ
4 0	横加速度センサ
4 2	車速センサ

【書類名】図面
【図1】



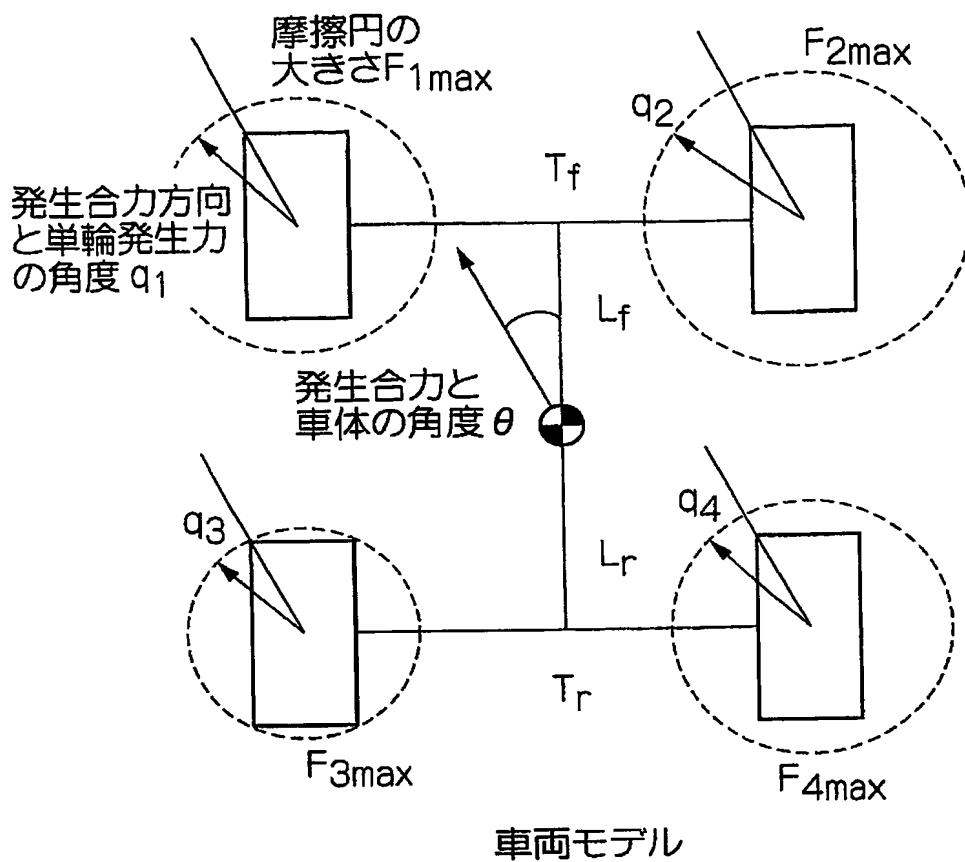
左右2輪モデルにおける限界横力とヨーモーメントの関係

【図2】



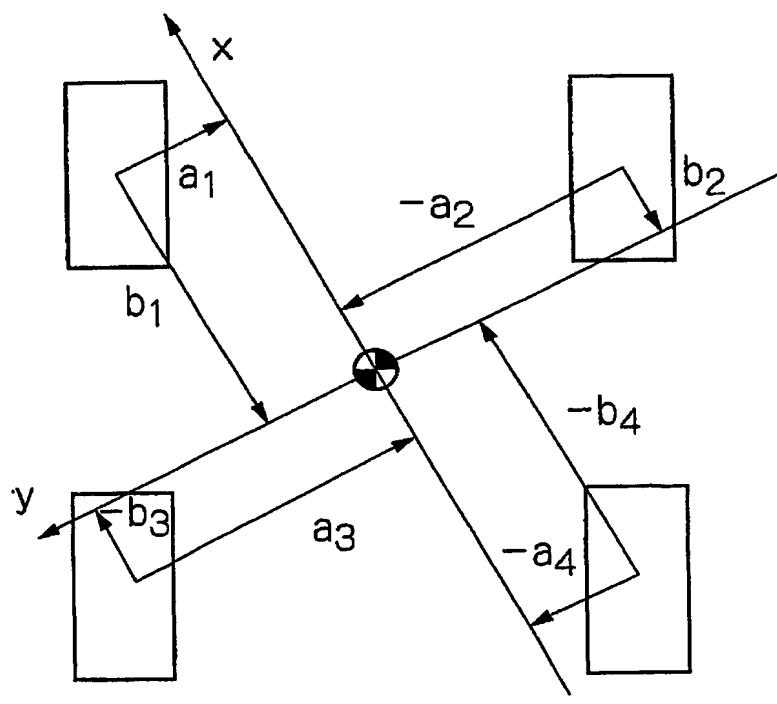
限界時の車体合力とヨーモーメントの関係
(車体合力方向 = $\pi/2$, ロール剛性配分 = 最適マップ利用)

【図3】



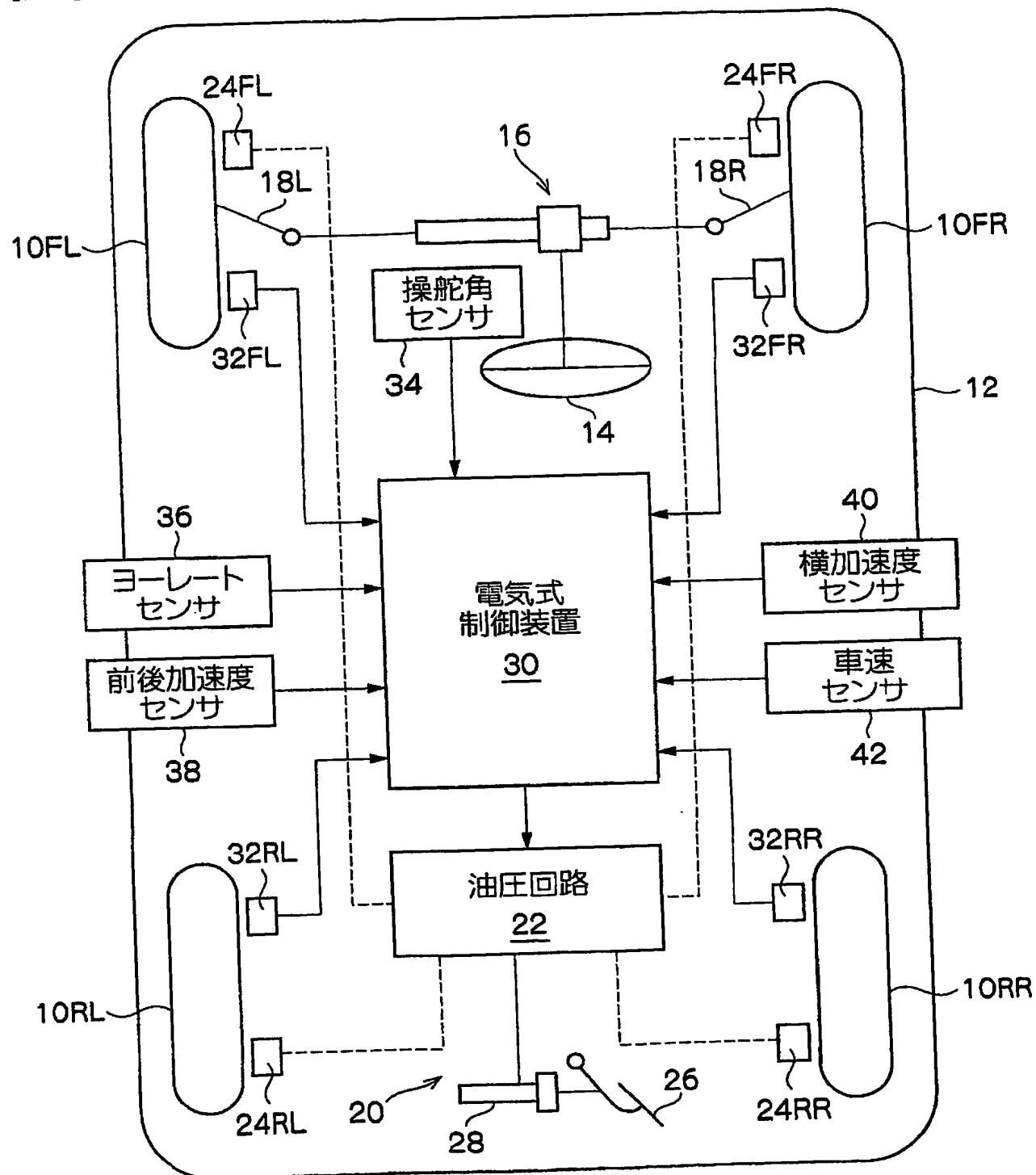
車両モデル

【図4】

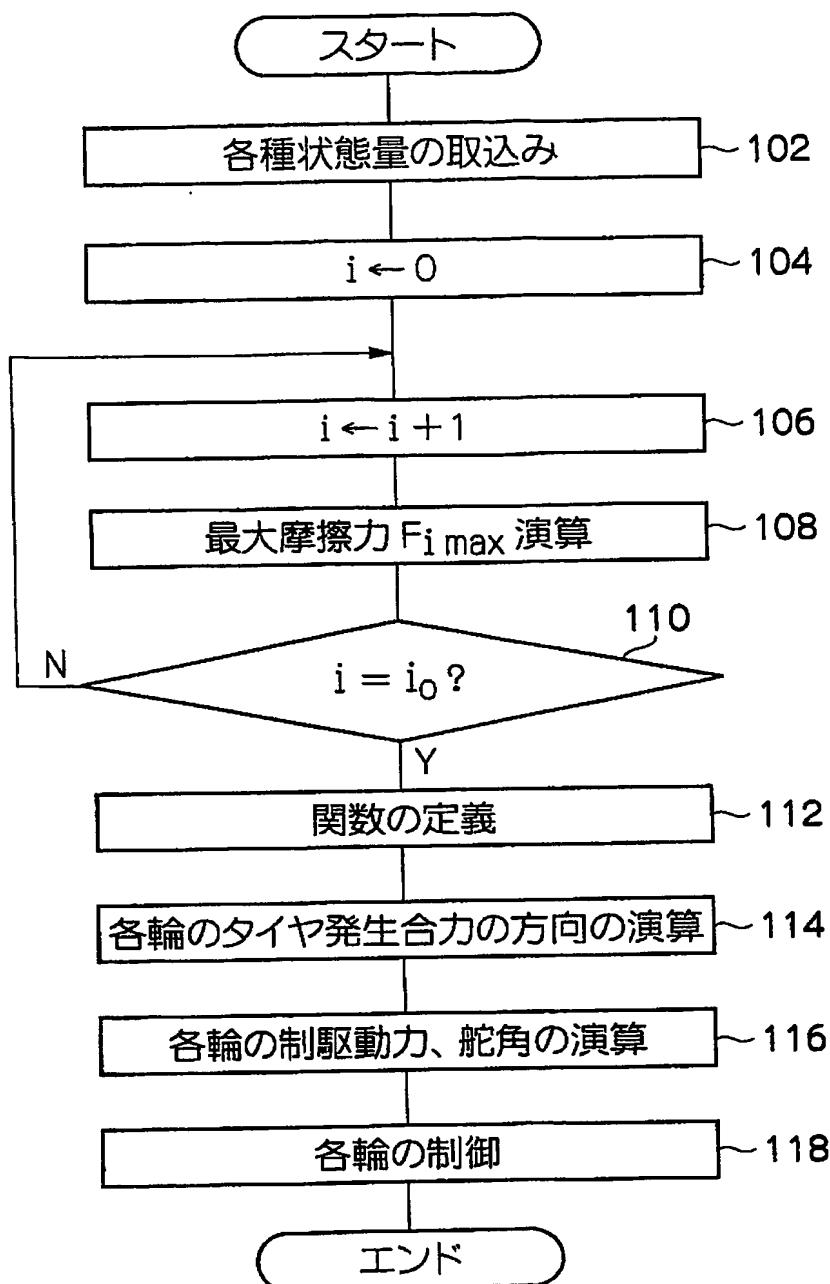


車体合力に対応した座標系

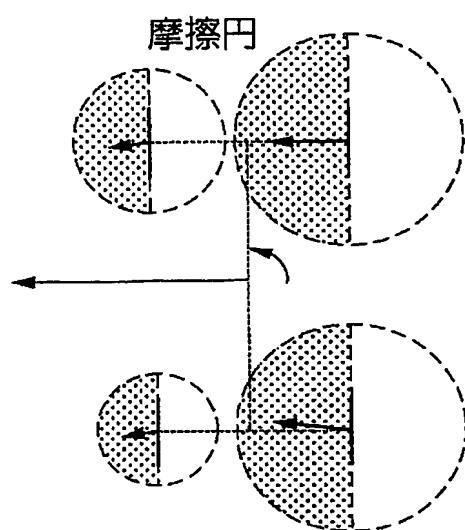
【図5】



【図6】

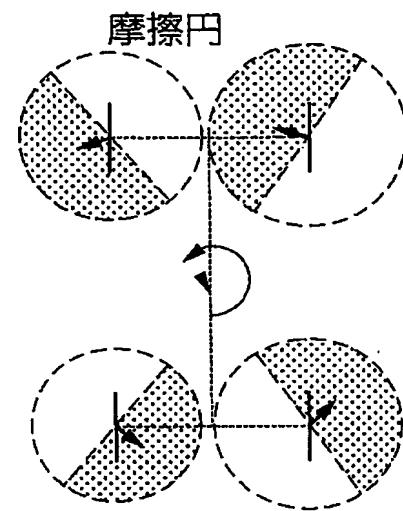


【図7】

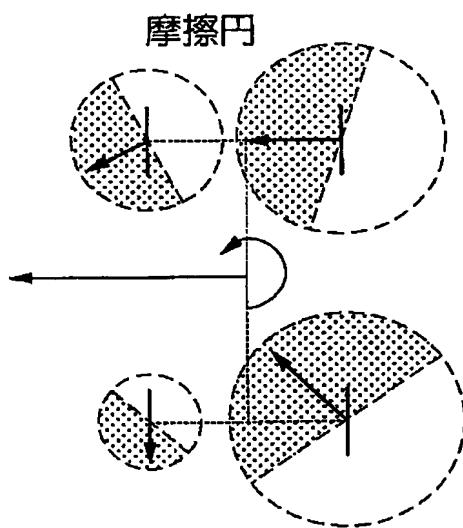


$F_0 = 10000[\text{N}]$, $M_{z0} = 1000[\text{Nm}]$
各輪 μ 利用率 $\gamma = 0.6585$

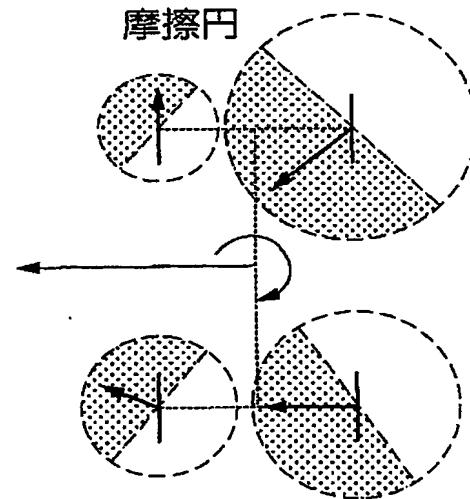
$$(l^2 F_0 - a_i M_{z0}) \cdot \cos \alpha_{i0} + b_i M_{z0} \sin \alpha_{i0} > 0$$



$F_0 = 1000[\text{N}]$, $M_{z0} = 10000[\text{Nm}]$
各輪 μ 利用率 $\gamma = 0.4218$



$F_0 = 10000[\text{N}]$, $M_{z0} = 10000[\text{Nm}]$
各輪 μ 利用率 $\gamma = 0.9012$



$F_0 = 10000[\text{N}]$, $M_{z0} = -10000[\text{Nm}]$
各輪 μ 利用率 $\gamma = 0.8959$

各輪発生力方向の演算

【書類名】要約書

【要約】

【課題】 車体発生合力及びヨーモーメントの各々の大きさによらないで所定の車体運動を実現する。

【解決手段】 各種センサにより検出された各種の車体の状態量を取り込む（102）。各輪毎に、最大摩擦力 $F_{i\max}$ を演算する（104～110）。最大摩擦力 $F_{i\max}$ 及びその他の物理量を用いて、車体発生合力がヨーモーメントより大きい場合の評価関数と、車体発生合力がヨーモーメント以下の場合の評価関数と、を用いて作成された、車体発生合力及びヨーモーメントの各々の大きさによらない評価関数を定義する（112）。第3の評価関数を用いて、各輪のタイヤ発生合力 q_i の方向を演算し（114）、演算された各輪のタイヤ発生合力の方向等を用いて、各輪の制駆動力、舵角を求め（116）、求めた各輪の制駆動力、舵角に基づいて、各輪を制御する（118）。

【選択図】 図6

特願 2003-385729

出願人履歴情報

識別番号 [000003609]

1. 変更年月日 1990年 9月 6日

[変更理由] 新規登録

住 所 愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1
氏 名 株式会社豊田中央研究所

特願 2003-385729

出願人履歴情報

識別番号 [000003207]

1. 変更年月日 1990年 8月27日

[変更理由] 新規登録

住 所 愛知県豊田市トヨタ町1番地
氏 名 トヨタ自動車株式会社